

новки в потоках оборудования второго ряда и обрезных станков, а также позволяет расширить номенклатуру выпускаемой продукции, т.е. производить не только пиломатериалы, но и различные профильные изделия (профилированный брус, оцилиндрованные и строительные элементы малых размеров).

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ПИЛЬНОЙ РАМКИ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ЛЕСОПИЛЬНОЙ РАМЫ

Адигов С. Г. (НГТУ, г. Нижний Новгород, РФ) info@promin.nnov.ru

DESIGN FEATURES OF ULTRASONIC SAWBOW

Основная идея ультразвуковой лесопильной рамы заключается в наложении тангенциальных (продольных) ультразвуковых колебаний на постав пил, что приводит к интенсификации процесса резания [6]. Ее общая схема показана на рисунке 1.

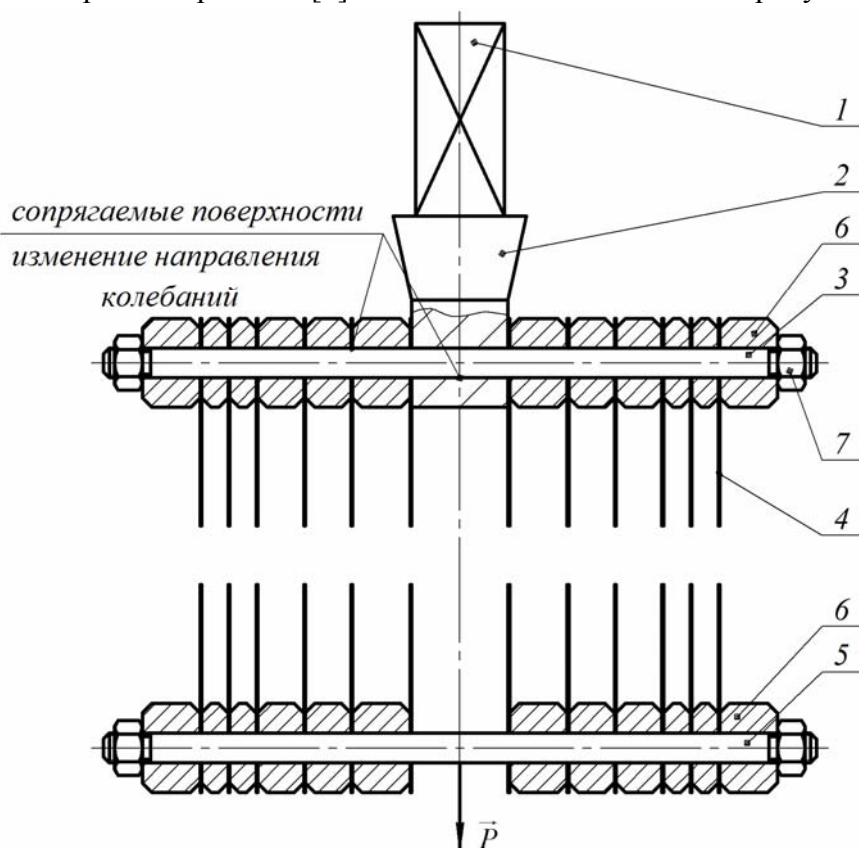


Рисунок 1 – Пильная рама ультразвуковой пилорамы:

1 – преобразователь; 2 – трансформатор; 3 – изгибный волновод; 4 – постав пил;
5 – натяжной стержень; 6 – прокладка межпилы; 7 – зажимные гайки

Конструкция волновода, который представляет собой совокупность стержней для передачи энергии от преобразователя к инструменту и трансформации этой энергии, играет важнейшую роль. В конечном итоге от того насколько действенно подводятся ультразвуковые колебания к режущему инструменту в зону резания, зависит эффективность всего процесса пиления.

В данном случае волновод состоит из трех частей и представляет собой составную колебательную систему. Учитывая, что возбуждению подвергается постав из не менее чем двенадцати пил наиболее экономичной и простой будет схема продольно-изгибно-продольных колебаний (см. рисунок 1). Продольные волны, получаемые с преобразователя 1, усиливаются по амплитуде с помощью стержня переменного сечения – трансформатора 2. Затем они преобразуются в изгибные волны с помощью изгибного волновода – стержня установленного перпендикулярно продольной оси концентратора 3. Перпендикулярно продольной оси изгибного волновода устанавливаются пилы 4, в которых волны снова трансформируются в продольные, дающие наибольшие преимущества при резании [3]. Межпилыные прокладки 6 служат для установки необходимой толщины пиломатериалов. Зажим постава осуществляется зажимными гайками 7. Следует отметить, что и сам инструмент при ультразвуковом резании входит в состав волновода. Подобные системы описаны в литературе, например в [2, 7]. Однако предлагаемая схема имеет два существенных отличия.

Во-первых, ввиду широкого разнообразия поставов пил, они не обязательно устанавливаются в пучностях изгибных колебаний. Тем самым в пилах возможно возникновение кроме продольных еще и изгибных волн.

Во-вторых, необходимо обеспечивать натяжение пил (например, с помощью натяжного стержня (5)), что приводит к изменению резонансной частоты их изгибных колебаний, а также к изменению условий контакта в звеньях волновода.

К конструкции волновода предъявляются следующие требования:

- система должна быть настроена в резонанс, но надо отметить, что удовлетворительные модели, позволяющие аналитически рассчитать параметры сложных волноводов (материал, длины и сечения элементов) с учетом всех особенностей, отсутствуют;
- для увеличения долговечности соединений звенья волновода должны соединяться друг с другом в узлах деформации (или пучностях смещения), что однако в полной мере к пилам не относится, поскольку их положение варьируется в зависимости от толщины выпиливаемых материалов;
- крепление системы к внешним (не участвующим в колебательном режиме) элементам конструкции необходимо осуществлять в узлах смещения (или узлах колебательной скорости);
- требуется обеспечить высокое качество сопрягаемых поверхностей соединяемых звеньев.

Резонансный режим составной колебательной системы может быть получен бесконечным количеством вариантов сочетаний звеньев, но наиболее рациональным является режим, при котором каждое из звеньев настраивается в резонанс с учетом условий его закрепления и в каждом звене реализуется режим стоячей волны. В этом случае также должно быть учтено влияние всех последующих звеньев по методу окончных нагрузок изложенному в [4]. Если пренебречь активными потерями в звеньях, что вполне возможно при расчете их резонансных длин [4], то расчет каждого звена можно выполнить независимо от других.

Изготовить волновод как единое целое не представляется возможным. Однако наличие каждого звена приводит к потерям энергии, на что основное влияние оказывает качество соединения. Здесь необходимо обеспечить низкую шероховатость сопря-

гаемых поверхностей, а также строгую перпендикулярность осей, вдоль которых распространяются колебания. Все это очевидно сказывается на стоимости соединения.

Достаточно полный обзор схем соединения звеньев при различных способах обработки резанием приведен в [3]. Однако в данном случае оказалось возможным использовать натяжение пил с целью создания принципиально новой конструкции узла соединения звеньев (рисунок 2).

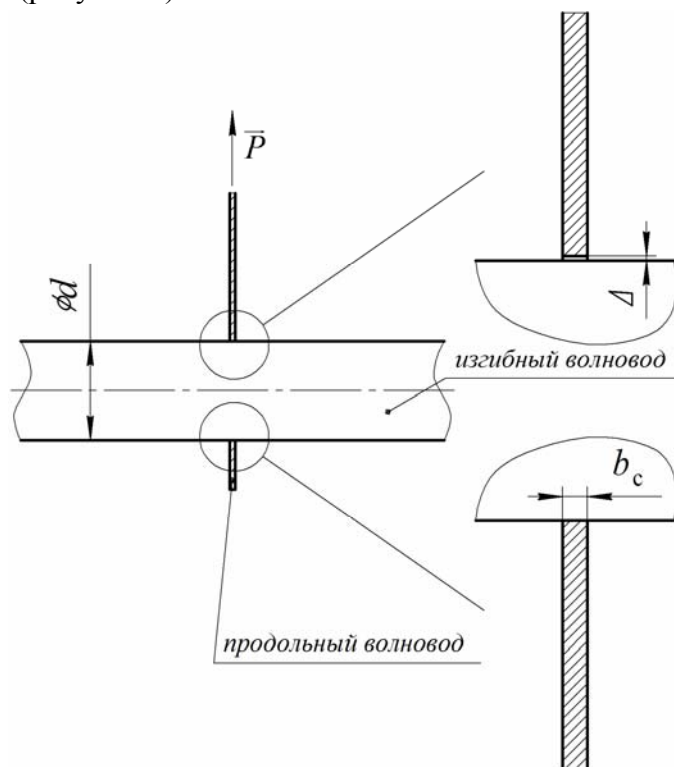


Рисунок 2 – Схема соединения звеньев пильной рамки

Натяжение пил пильной рамки силой P , Н, передается на все звенья волновода, чем обеспечивается хороший акустический контакт и перпендикулярность звеньев. Так как при натяжении все равно образуется зазор Δ , что соединительную посадку выполнить с зазором. Эксперименты на опытной конструкции пильной рамки показали, что изменение посадки соединения с Н7/с6 (с натягом) на Н7/ф7 (с зазором) не влияет на колебания пил, но при этом сборка узлов значительно упрощается. Представляется вполне возможным применять более простые (и, следовательно, более дешевые) посадки с зазором, например Н9/д9 или Н11/д11. Главное, чтобы величина зазора была меньше удвоенной амплитуды изгибных колебаний составляющей не более 40 мкм.

На такое соединение накладывается следующее ограничение [4]:

$$\frac{P}{d \cdot [\sigma_{см}]} \leq b_c \leq (0,02 \dots 0,05) \cdot \lambda_{и}, \quad (1)$$

где P – усилие натяжения, Н;

d – ширина соединения (равна диаметру в случае круглого стержня), м;

b_c – длина соединения, м;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия менее прочной из контактирующих деталей, Па;

$\lambda_{\text{и}}$ – длина волны изгибных колебаний, м.

Левое условие представляет собой условие прочности соединения (аналогично расчету болтов на смятие), а правое – условие отсутствия влияния соединения на повороты стержня изгибным колебаний.

Кроме того, соединяемые поверхности должны обладать достаточной твердостью и низкой шероховатостью. Как показали сравнительные исследования вполне достаточно твердости $45...47 \text{ HRC}_9$ и шероховатости $Ra \ 2,5$ мкм.

Следует отметить, что приведенная схема соединения звеньев приводит к тому, что расчет резонансных длин звеньев надо вести по формулам стержней со свободными концами, поскольку они допускают перемещение и поворот.

Расчет трансформатора и стержня изгибных колебаний особых трудностей не представляет и подробно описан, например, в [4].

Рассмотрим особенности распространения ультразвуковых волн в пилах (рисунок 3).

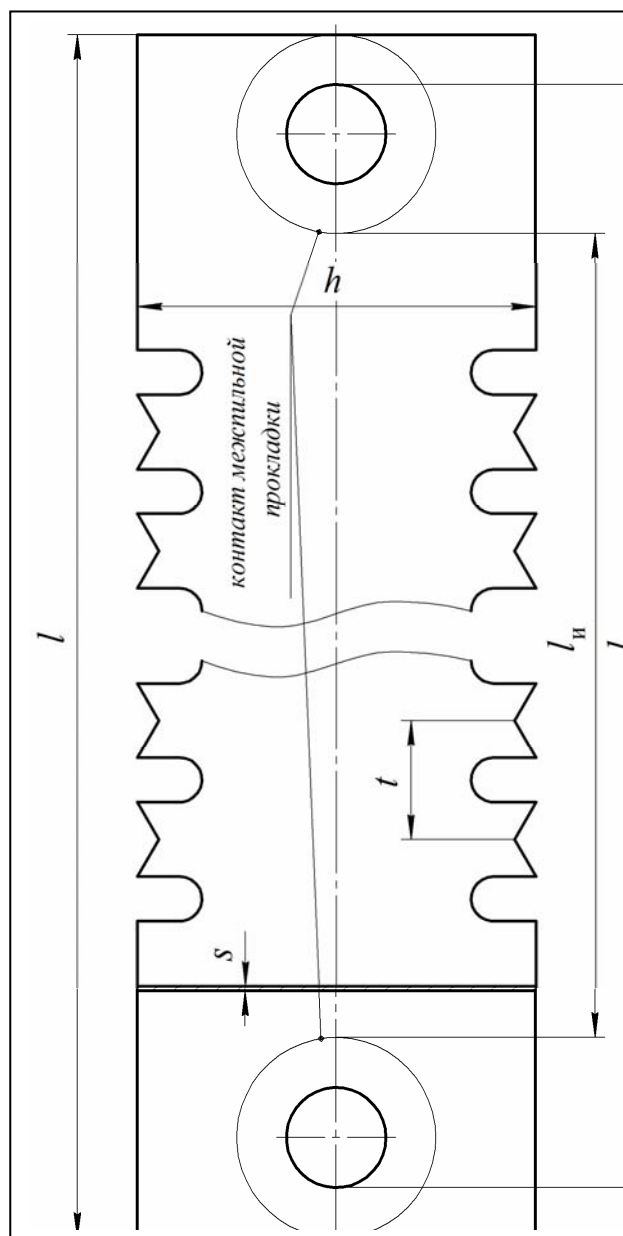


Рисунок 3 – Пила рамная

Пила представляет собой тонкую пластину, так как для нее выполняется условие [5]

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot f_{\text{к}} \cdot s}{\sqrt{\frac{G}{\rho}}} \ll 1, \quad (2)$$

где $f_{\text{к}}$ – частота вынужденных колебаний, Гц;

s – толщина пилы, м;

G – модуль сдвига материала пилы, Па;

ρ – плотность материала пилы, кг/м³.

Следует отметить, что основание дроби в уравнении (2), представляет собой фазовую скорость сдвиговых волн. При указанной схеме возбуждения путем создания возмущений на торцевой поверхности пластинки в ней распространяются волны Лэмба нулевого порядка, которые представляют собой продольную и изгибную волну в пластине.

Для продольных колебаний пила можно считать стержнем со свободными концами, так как через них в пилу вводятся колебания. Резонанс продольных колебаний наступит, если в длину пилы уложится четное число длин продольных волн, то есть длина пины $l_{\text{п}}$, м, должна быть равна

$$l_{\text{п}} = k \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \cdot \frac{1}{2 \cdot f_{\text{к}}}, \quad (k = 1, 2, 3, \dots), \quad (3)$$

где E – модуль сдвига материала пины, Па.

Приведенная форма справедлива для однородных стержней, пила же имеет зубья и потому является стержнем переменного сечения. Отражения ультразвуковой волны, возникающие в зубьях, будут взаимно скомпенсированы, если выполняются два условия.

Во-первых, необходимо чтобы в одну длину волны укладывалось целое число шагов зубьев, то есть шаг пины t , м, будет

$$t = \frac{1}{k} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \cdot \frac{1}{f_{\text{к}}}. \quad (3)$$

Во-вторых, пила должна быть симметрична относительно продольной оси, то есть зубья должны быть нарезаны с двух сторон, что может повлиять и на организацию процесса резания (можно сделать подвижной пилораму, и пилить бревна в два направления).

Для изгибных колебаний рамная пила при ее обжиме межпильными прокладками рассматривается как шарнирно закрепленная полоса со свободной длиной $l_{\text{и}}$. Ее резонансная частота изгибных колебаний определяется по формуле [1]:

$$f_{\text{и р}} = \frac{k^2 \cdot \pi}{2 \cdot l_{\text{и}}^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot S} \cdot \left(1 + \frac{P^2 \cdot l_{\text{и}}^2}{k^2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I} \right)}, \quad (4)$$

где I – осевой момент инерции пины, относительно оси находящейся в плоскости колебаний, м⁴;

S – площадь сечения пины, м².

Меняя силу натяжения пины можно всегда настроить ее в резонанс с прилагаемыми вынужденными колебаниями. Хотя это усилие оказывается меньшим, чем применяемые для натяжения поставов пил в существующих лесопильных рамах, его будет вполне достаточно для данной конструкции ввиду снижения усилия при пилении.

В работе [1] показано, что резонансные частоты изгибных колебаний практически линейно зависят от силы натяжения пины и почти не зависят от шага зубьев, эксцентриситета линии натяжения и смещения прокладок по ширине пины.

Приведенные выше формулы являются приближенными и в полной мере не могут описать закон распределения колебаний по пиле, поэтому важнейшую роль играют экспериментальные исследования.

Эксперименты, проведенные на опытной конструкции пильной рамки, показали, что важнейшее значение для распространения ультразвуковой волны по пиле имеет конструкция между пильных прокладок.

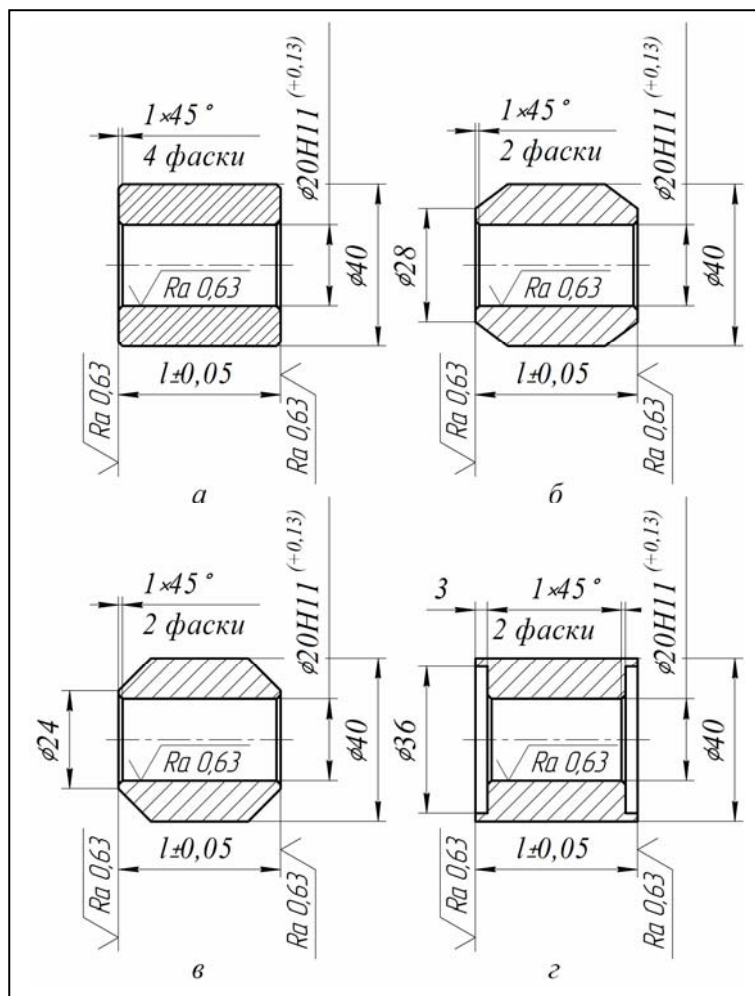


Рисунок 4 – Конструкции между пильных прокладок

Описание экспериментальных работ с опытной конструкцией пильной рамке представлено в таблице 1. Во всех опытах для возбуждения ультразвуковых волн использовался излучатель ПМС-15А-18, параметры которого приведены в таблице 2.

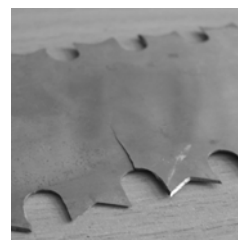
Рамные пилы во всех экспериментах (за исключением эксперимента № 4) изготавливались согласно рисунку 1 со следующими размерами: $l = 760$ мм, $h = 80$ мм, $s = 0,8$ мм, $t = 24$ мм, материал – Сталь У8А ГОСТ 1435-99, $HRC_9 \ 42...52$, зубья нарезаны с обеих сторон.

В эксперименте № 4 использовались рамные пилы переделанные из ленточной пилы Uddeholm со следующими размерами: $l = 760$ мм, $h = 80$ мм, $s = 1,0$ мм, $t = 30$ мм, профиль зуба LS, зубья нарезаны с одной стороны.

Натяжка пил неконтролируемая с помощью болтового соединения.

Таблица 1 – Экспериментальные работы по созданию волновода

№ п/п	Описание эксперимента	Результаты эксперимента
1	В поставе 8 пил: 19-32-40-40-40-32-19. Межпильные прокладки конструкции, показанной на рисунке 4, а.	Изгибные и продольные колебания пил практически отсутствуют.
2	В поставе 8 пил: 19-32-40-40-40-32-19. Межпильные прокладки конструкции, показанной на рисунке 4, б.	Разрушение одной из центральных пил по 15 пазу отсчитывая от точки ввода колебаний примерно через 10...15 минут работы.



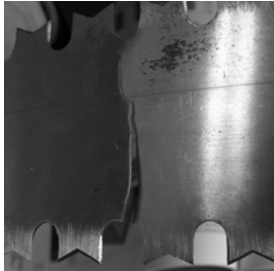
№ п/п	Описание эксперимента	Результаты эксперимента
3	В поставе 6 пил: 32-40-40-40-32. Обработан паз пилы с целью уменьшения концентрации напряжений. Межпилынные прокладки конструкции, показанной на рисунке 4, в.	Разрушение трех рамных пил по 7 пазу, одной по 8 пазу, одной по 9 пазу примерно через 5...10 минут работы. 
4	В поставе 4 пилы из стали марки Ud-deholm: 40-40-40. Межпилынные прокладки конструкции, показанной на рисунке 4, в.	Разрушение одной из крайних пил примерно через 4 часа работы. 
5	В поставе 4 пилы: 40-40-40. Межпилынные прокладки конструкции, показанной на рисунке 4, г.	Нет разрушений пил.

Таблица 2 – Параметры излучателя ПМС-15А-18

Наименование параметра	Значение
Потребляемая мощность, Вт	4500
Рабочая частота, Гц	18000
Направление колебаний	продольные
Амплитуда колебаний на торце излучателя, мкм	15
Расход воды на охлаждение, л/мин	5
Габаритные размеры, мм	Ø175×353
Масса, кг	13

По-видимому, взаимодействие продольных и изгибных колебаний оказывает сложное влияние на распространение волн по пиле (Исследования изгибных колебаний пилы с помощью Хладниевых фигур показали, что их распределения по пиле носит весьма сложный характер, что связано с формированием интерференционной структуры нескольких волн).

В первом случае разрушений пил не наблюдалось, но и колебания практически отсутствовали. Это можно объяснить тем, что при такой форме между пильных прокладок зажимается место ввода колебаний в пилу.

Очевидно, что уменьшение площади соприкосновения между пильной прокладкой и пилы приводит к активации колебаний пилы. И если продольные колебания явля-

ются полезными, способствуя процессу резания, то разрушение пил можно связать с изгибными колебаниями. Действительно разрушение пилы в опыте 4 частично произошло прямо по контуру контактирования между пыльной прокладки где, по-видимому, оказалась точка перегиба. Можно предположить, что изгибные колебания имеют при данной конструкции пыльной рамки низкочастотные составляющие.

Характер разрушений пил в экспериментах № 2 и № 3 может наблюдаться и при простом растяжении пил с наложением ультразвуковых колебаний. Однако усилия растяжения, которое составляло в экспериментах $P \approx 500$ Н, явно для этого недостаточно, кроме того, опасное сечение находится в плоскости натягивающего стержня (усилие разрыва составляет 47800 Н).

Концентраторы напряжений в пилах (острый угол в зубе и заусенцы в пазе и в зубе пилы, возникающие при ее штамповке) не оказывают решающего значения, поскольку и при их отсутствии пилы разрушаются. Наоборот большое значение имеют свойства материалы пилы, а именно усталостная выносливость. Стойкость к изгибным колебаниям пил из стали марки Uddeholm по сравнению с пилами из стали У8А оказалось выше в восемь раз при прочих равных условиях.

Межпилыная прокладка, показанная на рисунке 4, г, является комбинацией тех, которые изображены на рисунках 4,а и 4, в. При такой конструкции они не влияют на продольные колебания, но существенно уменьшают амплитуду изгибных колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дунаева В. В. Контроль натяжения рамных пил по частоте их изгибных колебаний / В. В. Дунаева // Изв. ВУЗов. – Лесн. журн. – 1981. – № 5. – С. 68-71.
2. Источники мощного ультразвука / Под ред. Л. Д. Розенберга. – М.: Наука, 1967. – 378 с.: ил.
3. Кумабэ Д. Вибрационное резание / Перевод с яп. С.Л. Масленникова; Под ред. И.И. Портнова и В.В. Белова. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.: ил.
4. Теумин И. И. Ультразвуковые колебательные системы / И. И. Теумин. – М.: Машгиз, 1959. – 333 с.: ил.
5. Ультразвук. Маленькая энциклопедия / Глав. ред. И. П. Голямина. – М.: Машиностроение, 1979. – 400 с.: ил.
6. Пат. 2113347 Россия, МКИ 6 В 27 В 1/00, 3/00, 19/00, 23/00. Способ распиловки древесины лезвийным инструментом и устройство для его осуществления. / В. Ф. Гордеев и др. – № 97105166/13; Заявл. 02.04.97; Опубл. 20.06.98, Бюл. № 17.
7. Пат. 2185896 Россия, МКИ 7 В 06 В 1/06. Ультразвуковое устройство (варианты) / А.Н. Буханов; О.А. Скачков; В.Б. Акименко; О.М. Смирнов. – № 2000130905/28; Заявл. 13.12.00; Опубл. 27.07.02, Бюл. № .